



TECHNISCHE
UNIVERSITÄT
DARMSTADT

ULB

Einfluß des Turbulenzgrades auf den Wärme- und Stoffübergang in Schlitzdüsen

Dosdoğru, Günay A.

(1972)

DOI (TUpriints): <https://doi.org/10.25534/tuprints-00013968>

License:



CC-BY 4.0 International - Creative Commons, Attribution

Publication type: Article

Division: 16 Department of Mechanical Engineering

16 Department of Mechanical Engineering

Original source: <https://tuprints.ulb.tu-darmstadt.de/13968>

glück

Sonderdruck aus der Zeitschrift „Chemie-Ingenieur-Technik“
Zeitschrift für Verfahrenstechnik, Technische Chemie und Apparatewesen

CHEMIE INGENIEUR TECHNIK

Verfahrenstechnik
Technische Chemie
Apparatewesen

66.

44. Jahrgang · Heft 24 (1972) · Seite 1340-1345
Verlag Chemie GmbH, Weinheim/Bergstr.

Einfluß des Turbulenzgrades auf den Wärme- und Stoffübergang in Schlitzdüsentrocknern

Günay A. DOSDOGRU

Einfluß des Turbulenzgrades auf den Wärme- und Stoffübergang in Schlitzdüsentrocknern*

Günay A. Dosdogru**

Turbulenzmessungen in freien Düsenstrahlen ergaben, daß für die Größe der Wärme- bzw. Stoffübergangszahl die Turbulenz im Strahl maßgebend ist. Die Düsen mit verhältnismäßig geringen Turbulenzgraden erzeugen im Staupunkt kleine Wärmeübergangszahlen, verbunden mit einem relativen Minimum. Erhöht man dagegen bei sonst gleichen Bedingungen den Turbulenzgrad künstlich um einen Faktor von 3 bis 4, so wird zwar ein etwa doppelt so hoher Wert für die Wärmeübergangszahl im Staupunkt gemessen. Die über größere Staupunktabstände gebildeten mittleren Wärmeübergangszahlen sind jedoch bei stark turbulenten Düsenstrahlen erheblich niedriger als diejenigen bei Düsenstrahlen mit geringer Turbulenz. Ein stark turbulenter Düsenstrahl ist in bezug auf die Größe der mittleren Wärmeübergangszahl nur im unmittelbaren Staupunktbereich dem turbulenzarmen Düsenstrahl überlegen. Die Höhe eines Stolperdrahtes in der Plattengrenzschicht spielt eine erhebliche Rolle in bezug auf die Größe des Wärmeüberganges.

In den letzten 20 Jahren wurden zahlreiche Untersuchungen über den Wärme- und Stoffübergang bei Prallstrahlen durchgeführt. Tiefere Erkenntnisse in einigen Wärme- und Stoffübergangsphänomenen dieser Strömungsart wurden durch experimentelle Arbeiten gewonnen, und zwar durch die Messung der örtlichen Wärme- bzw. Stoffübergangszahlen. In der Literatur wurde bisher in erster Linie der rotationssymmetrische Prallstrahl behandelt. Die ebenen Prallstrahlen wurden nur in seltenen Fällen untersucht, so z. B. von Korger und Křížek [1], Gardon und Akfirat [2, 3], Krassnikow und Danilow [4], ferner von Schlünder, Kröttsch und Hennecke [5] sowie von Martin und Schlünder [6]. Wie bei allen Wärme- und Stoffübergangsvorgängen ist der Einfluß der Turbulenz auch bei Prallstrahlen von großer Bedeutung. Gardon und Akfirat [2, 3] waren bisher wahrscheinlich die einzigen, die den Einfluß der Turbulenz auf den Verlauf der örtlichen Wärmeübergangszahl bei ebenen Prallstrahlen zu beschreiben versuchten.

In industriellen Schlitzdüsentrocknern ist es von Interesse zu wissen, ob durch eine höhere Turbulenz im Düsenstrahl die Wärme- bzw. Stoffübergangszahl und die damit gekoppelte Trocknungsgeschwindigkeit erhöht werden kann. In der vorliegenden Arbeit wird an Hand von Turbulenzmessungen in freien Düsenstrahlen bei natürlicher und künstlich erhöhter Turbulenz sowie durch die Messung der örtlichen Wärmeübergangszahl der Einfluß der Turbulenz auf den Wärmeübergang bei ebenen Prallstrahlen gezeigt.

Versuchsaufbau

Zur Messung des Turbulenzgrades wurde eine Hitzdrahtsonde mit 5 μm Drahtdicke verwendet. Die Messung der örtlichen Wärmeübergangszahl erfolgte mit einem handelsüblichen Heißfoliengeber. Dieser Geber enthält als Meßelement ein kleines elektrisch geheiztes Bändchen (Heißfolie) mit einer Breite von 0,25 mm, dessen Wärmeübergangszahl nach einer Eichung als Maß für die effektive Wärmeübergangszahl benutzt wurde. Der Geber wird in die zu messende Oberfläche bündig eingebaut, die nicht geheizt werden muß. Sowohl für die Turbulenz- als auch für die Wärmeübergangsmessungen wurde ein Hitzdrahtanemometer eingesetzt. Ein Schema der Meßanordnung zeigt Abb. 1. Mit dieser Meßanordnung können sowohl statische (punktweiser Vorschub des Gebers) als auch dynamische (automatische Aufzeichnung der örtlichen Wärmeübergangszahl, z. B. in Abhängigkeit vom Staupunktabstand) Wärmeübergangsmessungen durchgeführt werden.

Die quadrierte Ausgangsspannung des Anemometers nach Abzug einer ebenfalls quadrierten Grundspannung, die vor Beginn der Messungen bei ruhender Luft ermittelt wird, ist proportional der Wärmeübergangszahl der Heißfolie bei erzwungener Konvektion. Diese Wärmeübergangszahl multipliziert mit einem konstanten Eichfaktor – im vorliegenden Fall $K_1 = 1/13$ – ergibt schließlich die effektive Wärmeübergangszahl bei erzwungener Konvektion. Bei der automatischen Meßwertverarbeitung wird die Ausgangsspannung des Anemometers mittels eines Funktionsverstärkers quadriert. Die Lage des Gebers wird mit Hilfe eines Weggebers bestimmt, der eine dem Weg proportionale Spannung erzeugt. Der Vorschub erfolgt durch einen elektrischen Antrieb von variabler Verschiebegeschwindigkeit. Das Endergebnis – $\alpha = f(x)$ – wird dann mit einem x,y -Schreiber aufgezeichnet (α = Wärmeübergangszahl).

Abb. 2 zeigt den in die Platte bündig eingebaute Wärmeflußgeber freistehend. Weitere Einzelheiten über die Eichung und über die Versuchseinrichtung sind in [8] zu finden.

* Vorgetragen auf der Internen Arbeitssitzung des Ausschusses „Trocknungstechnik“ der Verfahrenstechnischen Gesellschaft (VTG) im VDI am 25. März 1971 in Offenburg und auf der Sitzung des Arbeitskreises „Trocknung“ der Forschungsgesellschaft Druckmaschinen e.V. am 20. April 1971 in der Technischen Hochschule Darmstadt. Finanzieller Träger des Forschungsvorhabens ist die Forschungsgesellschaft Druckmaschinen e.V. mit Zuwendungen des Bundeswirtschaftsministeriums über die Arbeitsgemeinschaft Industrieller Forschungsvereinigungen e.V. (AIF).

** Dipl.-Ing. G. A. Dosdogru, Institut für Druckmaschinen und Druckverfahren der Technischen Hochschule Darmstadt.

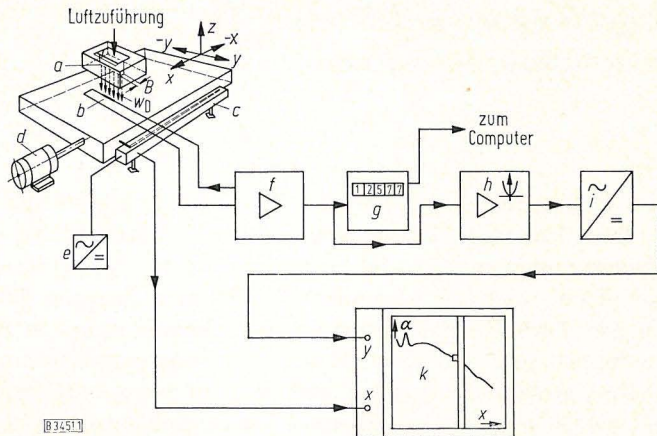


Abb. 1. Schema der Meßanordnung.

a Düse, b Heißfoliengeber, c Weggeber, d Plattenantrieb, e Konstantspannungsgerät, f Konstanttemperatur-Anemometer, g Digitalvoltmeter, h Funktionsverstärker, i Grundspannungskompensation, k x,y-Schreiber.

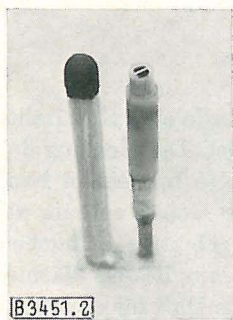


Abb. 2. Heißfoliengeber, freistehend (Disa Elektronik GmbH, Karlsruhe, Typ 55A92); zum Größenvergleich ist ein Streichholzkopf mit abgebildet.

Meßergebnisse

Um verschiedene Wärme- bzw. Stoffübergangsmessungen miteinander vergleichen zu können, ist es unbedingt erforderlich, neben der Gleichheit der geometrischen, hydrodynamischen, thermischen und stofflichen Randbedingungen auch den Turbulenzgrad des Düsenstrahles zu berücksichtigen. Auf die Rolle des Turbulenzgrades wurde im Zusammenhang mit ebenen Prallstrahlen von *Gardon* und *Akfirat* [2, 3] und im Zusammenhang mit rotations-symmetrischen Prallstrahlen von *Schlünder* und *Gnielinski* [7] an Hand von Turbulenzgradmessungen bereits früher hingewiesen. Um den Einfluß der Turbulenz auf den Wärmeübergang bei sonst gleichen Randbedingungen gezielt zu untersuchen, ist es notwendig, zuerst besonders turbulenzarme Düsenstrahlen zu erzeugen. Die Turbulenzarmut des Düsenstrahles wird wesentlich von der Form der Düse bestimmt. Zu diesem Zweck wurden Schlitzdüsen gebaut, deren Profile für einen konstanten Druckgradienten längs der Düsenachse bei adiabatischer Expansion berechnet wurden. Es wurden freistehende (Düsenty 2 in Abb. 4) und in Platten eingefräste (Düsenty 1) Profile verwendet. Durch diese Formgebung stellten sich bei allen Düsen unerwartet niedrige Turbulenzgrade sowohl am Düsenaustritt als auch längs der Strahlachse ein. Die Düsen wiesen deshalb auch hohe Kernlängen auf, die bei 5- bis 8facher Düsenbreite lagen. Näheres ist in [9, 10] zu finden.

In Abb. 3 werden die Geschwindigkeitsverhältnisse und die Turbulenzgrade längs der Strahlachse zweier solcher Profildüsen verglichen mit den Messungen an verschiede-

nen Schlitzdüsen von *Gardon* und *Akfirat* [3]. Bei den Messungen des Turbulenzgrades handelt es sich in beiden Fällen um die in der Strahlachse unter der Voraussetzung einer isentropen Turbulenz gemessenen Werte. Aus diesem Vergleich geht hervor, daß die in der vorliegenden Arbeit verwendeten Schlitzdüsen mit größeren Kernlängen und mit ausgesprochen niedrigen Turbulenzgraden längs der Strahlachse sich erheblich von den Schlitzdüsen unterscheiden, die von *Gardon* und *Akfirat* [2, 3] eingesetzt wurden. Während z. B. bei einem Düsenabstand von achtfacher Düsenbreite ($z'/B = 8$) die Schlitzdüsen von *Gardon* und *Akfirat* einen auf die Düsenaustrittsgeschwindigkeit w_D bezogenen Turbulenzgrad $Tu^* \approx 30\%$ aufweisen, liegen die Turbulenzgrade der eigenen Schlitzdüsen um oder unter 10% . Am Düsenaustritt sind die Verhältnisse ähnlich. Den Turbulenzgraden von $Tu^* = 0,3$ bis $0,7\%$ bei eigenen Messungen stehen im Durchschnitt $Tu^* = 2,5\%$ nach den Messungen von *Gardon* und *Akfirat* [3] gegenüber. In [3] wurde – um den Einfluß der Turbulenz auf den örtlichen Wärmeübergang zu zeigen – mit Hilfe von Turbulenzerzeugern in der Düse der ursprüngliche Turbulenzgrad am Düsenaustritt von $Tu^* = 2,5\%$ auf 6% bzw. 18% erhöht. Die jeweils dazugehörigen Wärmeübergangsmessungen in [3] zeigen, wie sich im Staupunktgebiet die Wärmeübergangszahl mit Zunahme

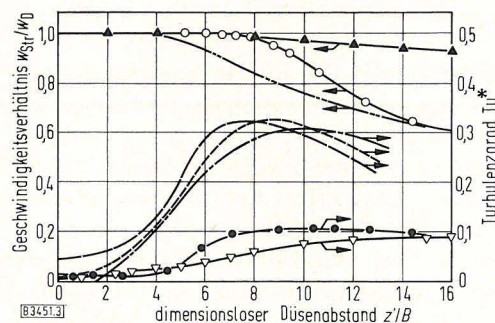


Abb. 3. Änderung der Strahlgeschwindigkeit w_{str} und des Turbulenzgrades $Tu^* = \sqrt{u'^2}/w_D$ (u' = Schwankungsgeschwindigkeit) entlang der Strahlachse für verschiedene Schlitzdüsen.

Meßwerte nach [3]: Re_B jeweils 5500; \cdots – w_{str}/w_D (für alle B -Werte), $---$ Tu^* für $B = 6,35$ mm, $---$ für $B = 3,18$ mm, $- \cdot -$ für $B = 1,59$ mm. Meßwerte des Autors: \blacktriangle w_{str}/w_D , ∇ Tu^* , jeweils für $B = 15$ mm, $Re_B = 47300$; \circ w_{str}/w_D , \bullet Tu^* , jeweils für $B = 1,6$ mm, $Re_B = 5100$.

des Turbulenzgrades erhöht und direkt im Staupunkt beispielsweise einen fast doppelt so großen Wert gegenüber dem normalen Zustand annimmt. Dabei verschwindet allmählich das zweite Maximum, das bei etwa einem Staupunkt Abstand x von 7facher Düsenbreite ($x/B \approx 7$) normalerweise bei kleinen Platten/Düsen-Abständen zu beobachten ist.

Ähnliche Verhaltensweisen wurden bei eigenen Messungen ebenfalls festgestellt. Abb. 4 zeigt verschiedene Wärmeübergangskurven bei normaler und künstlich erhöhter Turbulenz für eine freistehende Düse (Düsenty 2) mit 1,6 mm Düsenbreite. Der bei sehr geringen Turbulenzgraden (Abb. 3) gemessene örtliche Wärmeübergang (Kurven 1a und 1b in Abb. 4) stimmt in seinem charakteristischen Verlauf mit einem zweiten Maximum, bis auf eine Ausnahme im Staupunkt, mit den von *Gardon* und *Akfirat* [2, 3] gemessenen Kurven qualitativ gut überein.



Näh



(Düs

lenz

läut

Wä

ter Turbulenz fast doppelt so hoch. Diese Zunahme der Wärmeübergangszahl im Staupunkt wurde durch eine Erhöhung des Turbulenzgrades um einen Faktor 3 bis 4, nämlich z. B. von $Tu^* = 2,85\%$ auf $Tu^* = 9,3\%$ bei $w_D = 48 \text{ m/s}$ und $z'/B = 4$ bewirkt.

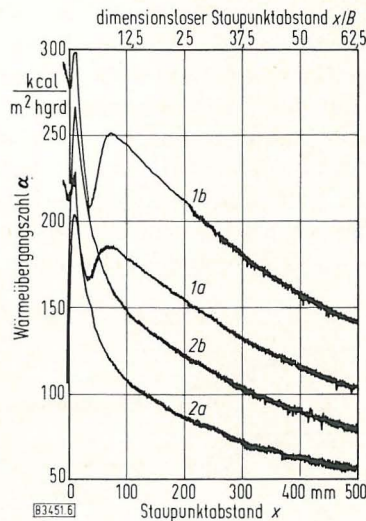


Abb. 6. Einfluß der Strahlerturbulenz auf die örtliche Wärmeübergangszahl (Düsenty 1/8; es gilt für alle Kurven $B = 8 \text{ mm}$, $Z/B = 4$).

Verlauf bei natürlicher Turbulenz: Kurve 1a: $w_D = 48 \text{ m/s}$, $Tu^* = 2,85\%$ bei $z'/B = 4$, Kurve 1b: $w_D = 90 \text{ m/s}$, $Tu^* = 1,3\%$ bei $z'/B = 4$. Verlauf bei künstlich erhöhter Turbulenz: Kurve 2a: $w_D = 48 \text{ m/s}$, $Tu^* = 9,3\%$ bei $z'/B = 4$, Kurve 2b: $w_D = 90 \text{ m/s}$, $Tu^* = 7,3\%$ bei $z'/B = 4$ (Tu^* vgl. auch Abb. 5 bei $z'/B = 4$).

2.) Eine größere Bedeutung für die Praxis hat aber das Verhalten der mittleren Wärmeübergangszahl unter Turbulenzeinfluß. Im vorliegenden Extremfall, der auch durchaus in der Praxis vorkommen kann, zeigte es sich, daß bei höheren Turbulenzgraden in der Strahlachse der Abfall der örtlichen Wärmeübergangszahl mit Zunahme des Staupunktstandes zunächst steiler vonstatten geht und das zweite Maximum bei $x/B \approx 7$ vollkommen verschwindet. Diese Verhaltensweise hat zur Folge, daß die über größeren Staupunktständen gebildeten mittleren Wärmeübergangszahlen bei stark turbulenten Düsenstrahlen erheblich niedriger sind als diejenigen, die sich bei Düsenstrahlen geringer Turbulenz einstellen. Die graphische Integration der Kurven in Abb. 6 über einen Bereich von $x = 0$ bis 500 mm bzw. $x/B = 0$ bis $62,5$ ergab näherungsweise folgende mittlere Wärmeübergangszahlen $[\text{kcal/m}^2 \text{ h grd}]$: $\alpha_{m1a} \approx 143$; $\alpha_{m1b} \approx 195$; $\alpha_{m2a} \approx 90$ und $\alpha_{m2b} \approx 124$.

Ein Vergleich beispielsweise zwischen den mittleren Wärmeübergangszahlen für Kurven 1a ($w_D = 48 \text{ m/s}$, bei natürlicher Turbulenz) und 2b ($w_D = 90 \text{ m/s}$, bei künstlich erhöhter Turbulenz) zeigt, daß trotz einer 88proz. Erhöhung der Düsenaustrittsgeschwindigkeit im Falle einer großen Turbulenz die mittlere Wärmeübergangszahl immer noch rund 13% niedriger lag als jene bei geringer Turbulenz und kleiner Geschwindigkeit. Bei natürlicher Turbulenz und $w_D = 48 \text{ m/s}$ liegt anders ausgedrückt die mittlere Wärmeübergangszahl rund um 15% höher als bei $w_D = 90 \text{ m/s}$ und bei künstlich erhöhter Turbulenz. Diese Tatsache kann vermutlich wie folgt erklärt werden:

Für den Wert der örtlichen Wärmeübergangszahl in Abhängigkeit von x/B ist neben dem Turbulenzgrad in erster Linie die wandparallele Geschwindigkeitskomponente verantwortlich. Stark turbulente Düsenstrahlen haben einen intensiveren Energieaustausch mit der ruhenden Umgebungsluft und haben infolgedessen in der Regel eine kürzere Kernlänge, verbunden meistens mit einem steileren Abfall der Strahlgeschwindigkeit nach Überschreiten der Kernlänge. Wenn ein stark turbulenter Düsenstrahl auf eine Oberfläche senkrecht auftrifft, bleibt nach der Umlenkung des Strahles für die wandparallele Geschwindigkeitskomponente aus diesen Gründen keine genügende Energie zur Verfügung. Sie nimmt daher mit zunehmendem Staupunktstand stärker ab als jene eines turbulenzarmen Düsenstrahles und bewirkt entsprechend eine steilere Abnahme der Wärmeübergangszahl.

Mit diesen Ausführungen sollte gezeigt werden, daß es Fälle gibt, in denen die mittlere Wärmeübergangszahl eines stark turbulenten Prallstrahles nur für kleinere Staupunktstände ($x/B < 6$ bis 7) größer ist als die mittlere Wärmeübergangszahl eines turbulenzarmen Prallstrahles im gleichen Staupunktbereich. Wenn aber mit nur einer Düse Flächen getrocknet werden müssen, die in Richtung des abgelenkten Strahles eine größere Ausdehnung als $x/B = 7$ haben, so ist im Hinblick auf eine größere Trockengeschwindigkeit ein turbulenzarmer Düsenstrahl von Vorteil.

Mehrdüsenanordnungen

Es liegt auch der Schluß nahe, bei Mehrdüsenanordnungen ähnliche Verhältnisse zu erwarten. Nach örtlichen Stoffübergangsmessungen von Korgor und Krížek [1] existiert ein Maximum für die mittlere Wärmeübergangszahl in Abhängigkeit von der Düsenteilung t , und zwar für ein Teilungsverhältnis von $t/B \approx 15$. Dieses optimale Teilungsverhältnis ist auch aus örtlichen Stoff- bzw. Wärmeübergangsmessungen für eine alleinstehende Düse zu erwarten, wie Gardon und Akfirat [2] gezeigt haben.

Das Auftreten des zweiten Maximums bei $x/B \approx 7$ für einen ebenen Prallstrahl deutet bereits darauf hin, daß bei einem Teilungsverhältnis $t/B \approx 14$ bis 15 für Mehrdüsenanordnung jedes zweite Maximum für die Wärmeübergangszahl eines Prallstrahles bei $x/B = \pm 7$ sich mit dem zweiten Maximum des benachbarten Prallstrahles überlappen muß. Durch diese Überlappung kann der Wert der örtlichen Wärme- bzw. Stoffübergangszahl in der Mitte zwischen zwei Düsen in der Größenordnung von dem Wert der Wärmeübergangszahl des ersten Maximums liegen. Damit wird auch die mittlere Wärmeübergangszahl erheblich erhöht und erreicht ein Maximum für dieses bestimmte Teilungsverhältnis.

Diese Überlegungen zeigen, daß man bei der Auslegung der Schlitzdüsentrockner durch geeignete konstruktive und strömungstechnische Maßnahmen dafür Sorge tragen sollte, ein Verschwinden des zweiten Maximums etwa durch einen zu hohen Turbulenzgrad zu vermeiden. Ein Beispiel dafür, daß auch bei einer aus verhältnismäßig einfachen Blechschlitzdüsen bestehenden Mehrdüsenanordnung für kleine Platten/Düsen-Abstände das zweite Maximum für die Wärmeübergangszahl existiert, zeigen

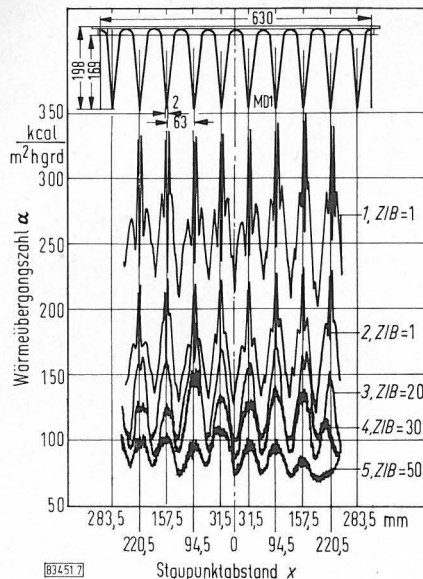


Abb. 7. Verlauf der örtlichen Wärmeübergangszahl für eine Mehrdüsenanordnung (MD 1) für verschiedene Z/B -Abstände und Düsenaustrittsgeschwindigkeiten.

Schlitzdüsen: Düsenbreite $B = 2$ mm, Düsenteilung $t = 63$ mm. Kurve 1 für Düsenaustrittsgeschwindigkeit $w_D = 85$ m/s, Kurven 2 bis 5 für Düsenaustrittsgeschwindigkeit $w_D = 32$ m/s (Maße in mm).

die Kurvenverläufe in Abb. 7 für zwei verschiedene Düsenaustrittsgeschwindigkeiten. Die Messung des Turbulenzgrades längs der Strahlachse ergab trotz der einfachen Düsenausführung sehr niedrige Werte ($Tu^* \approx 3,3\%$ bei $z'/B = 4$ und $Tu^* \approx 6\%$ bei $z'/B = 10$), weil ein großer Beruhigungskasten, der im Inneren eine mit Füllkörperschüttung versehene Beruhigungsstrecke besaß, für eine gute und turbulenzarme Luftzuführung sorgte. Da bei dieser Mehrdüsenanordnung die Düsenteilung mit einem Wert von $t = 63$ mm bzw. $t/B = 31,5$ von dem optimalen Teilungsverhältnis $t/B = 14$ bis 15 abweicht, ist ein Überlappen der zweiten Maxima nicht festzustellen. Das Vorhandensein des zweiten Maximums trägt aber auch hier dazu bei, daß die mittlere Wärmeübergangszahl quasi-optimale Werte annimmt. Man sieht auch, daß mit größer werdenden Abständen zwischen der Prallfläche und den Düsen das zweite Maximum verschwindet. In praktischen Trocknern kann man diese Abstände immer so klein halten, daß $Z/B \leq 10$ wird. Der Abfall der mittleren Wärmeübergangszahl bleibt dann in erträglichen Grenzen.

Turbulenzvergrößerung durch einen Stolperdraht

Die vorstehend behandelten Meßergebnisse zeigen, daß eine Erhöhung des Turbulenzgrades im Strahl nur in ganz speziellen Fällen eine Erhöhung der mittleren Wärmeübergangszahl bewirkt, nämlich nur dann, wenn ausschließlich der unmittelbare Staubereich in Betracht gezogen wird. Nur eine künstliche Turbulenzerhöhung direkt in der Plattengrenzschicht, die z. B. mit Stolperdrähten erzeugt werden kann, könnte den Wärmeübergang erhöhen. Um das zu zeigen, wurden einige orientierende Untersuchungen durchgeführt. Dabei wurde folgende willkürliche Anordnung gewählt. Ein Stolperdraht wurde in verschiedenen Höhen h_{Std} quer zur Strömungsrichtung über der Platte aufgespannt und mit dieser mitbewegt. Die

Geberposition wurde variiert, und zwar in einem Bereiche von $-7,5 \text{ mm} \leq x_{Geber} - x_{Std} \leq 7,5 \text{ mm}$. Es wurde die Profildüse 1/15 mit $B = 15$ mm und $Z/B = 4$ bei einer Düsenaustrittsgeschwindigkeit $w_D = 47$ m/s verwendet. Dabei interessierte der Einfluß der Höhe des Stolperdrahtes über der Platte und die Auswirkung der Mitbewegung des Stolperdrahtes mit der Platte auf die örtliche Wärmeübergangszahl eines Punktes im Wirkbereich des Stolperdrahtes.

Einige ausgewählte Meßergebnisse sind in Abb. 8 zusammengestellt. Die Kurve n entspricht der Anordnung ohne Stolperdraht. Allen Kurven mit Stolperdraht ist gemeinsam, daß der Stolperdraht im unmittelbaren Staupunktbereich praktisch keinen Einfluß auf den Wärmeübergang ausübt, weil die Strömung in diesem Bereich sehr stabil ist. Erst wenn der Stolperdraht diesen Bereich verläßt, was hier etwa bei $x_{Std} = 5$ mm der Fall ist, sind seine

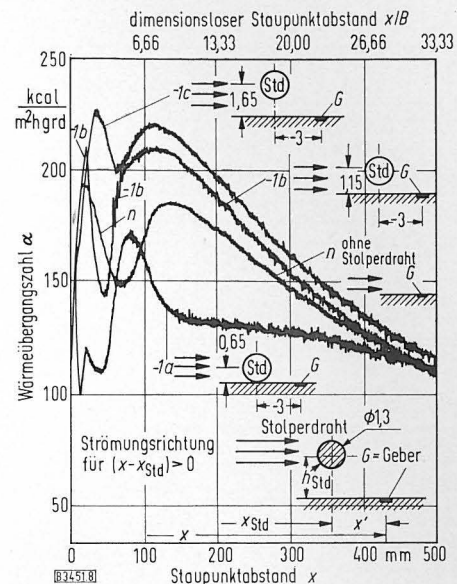


Abb. 8. Einfluß der Stolperdrahthöhe auf den Wärmeübergang. Stolperdraht-Dmr. 1,3 mm, Lage des Stolperdrahtes in Strömungsrichtung gesehen 3 mm vor dem Geber ($x' = x - x_{Std} = -3$ mm), h_{Std} [mm] = variabel, Düsenbreite $B = 15$ mm (Düsen-typ 1/15), $Z/B = 4$, $w_D = 47$ m/s (Maße in mm).

Auswirkungen – insbesondere durch den Abfall der örtlichen Wärmeübergangszahl bei aufliegendem Stolperdraht – erkennbar. Ferner zeigt sich eindeutig, daß der aufliegende Stolperdraht die mittlere Wärmeübergangszahl im untersuchten Bereich von $0 \leq x \leq 500$ mm verschlechtert. Hebt man den Stolperdraht von der Plattenoberfläche ab, ergibt sich jedoch eine Verbesserung, die bei etwa $h_{Std} = 1,65$ mm ein Optimum erreicht. Ohne Wiedergabe der entsprechenden Meßkurven sei festgestellt, daß bei Überschreiten dieses Abstandes die mittlere Wärmeübergangszahl vorerst etwas unter jene bei ungestörter Strömung fällt. Befindet sich der Stolperdraht schließlich außerhalb der Grenzschicht, dann ist kein merklicher Einfluß mehr feststellbar.

Die Ergebnisse dieser speziellen Anordnung sind nicht beliebig übertragbar z. B. auf Anordnungen mit mehreren Stolperdrähten. Um die Möglichkeiten einer technischen Nutzenanwendung zu klären, wären zusätzliche Untersuchungen notwendig.

Eingegangen am 13. Juli 1971 [B 3451]

Literatur

- [1] *M. Korger, F. Křížek*, Int. J. Heat Mass Transfer. 9, 337/44 [1966].
- [2] *R. Gardon, J. C. Akfirat*, J. Heat Transfer Febr., S. 101/08 [1966].
- [3] *R. Gardon, J. C. Akfirat*, Int. J. Heat Mass Transfer 8, 1261/72 [1965].
- [4] *W. W. Krassnikow, W. A. Danilow*, Untersuchung über Wärme- und Stoffaustausch beim Trocknen mit Düsen (Original russisch), Technologisches Institut der Nahrungsmittelindustrie, Moskau 1965.
- [5] *E. U. Schlünder, P. Krötzsch, W. Hennecke*, diese Zeitschr. 42, 333/38 [1970].
- [6] *H. Martin, E. U. Schlünder*, diese Zeitschr. 42, 927/29 [1970].
- [7] *E. U. Schlünder, W. Gnielinski*, diese Zeitschr. 39, 578/84 [1967].
- [8] *K. R. Scheuter, G. A. Dosdogru*, Schweiz. Arch. angew. Wiss. u. Techn. 36, 317/34 [1970].
- [9] *G. A. Dosdogru*, Über die Ausführung von Schlitzdüsen im Unterschallbereich (Interner Bericht vom Inst. f. Druckmaschinen und Druckverfahren der TH Darmstadt in den „Mitteilungen“, Heft Nr. 2, 1969, Forschungsgesellschaft Druckmaschinen e.V.).
- [10] *K. R. Scheuter, G. A. Dosdogru*, Factors Influencing the Physical Drying of Printing Inks in Drying Systems, in: Recent Developments in Graphic Arts Research, S. 97/115, herausgegeben von *Banks*, Pergamon Press, Oxford 1971.